

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭62-226206

⑮ Int.Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

④③ 公開 昭和62年(1987)10月5日

G 05 D 3/00
G 05 B 19/18

Q-7623-5H
C-8225-5H

審査請求 未請求 発明の数 1 (全6頁)

⑭ 発明の名称 同期位置制御方式

⑰ 特 願 昭61-70037

⑱ 出 願 昭61(1986)3月27日

⑲ 発 明 者 伊 藤 浩 司 沼津市大岡2068の3 東芝機械株式会社沼津事業所内

⑳ 出 願 人 東芝機械株式会社 東京都中央区銀座4丁目2番11号

㉑ 代 理 人 弁理士 木下 実三

明 細 書

1. 発明の名称

同期位置制御方式

2. 特許請求の範囲

(1) 可動構造物の両側に、位置指令値に基づき各側を移動させる位置制御系をそれぞれ設け、この両位置制御系で可動構造物の両側を同期位置決めする方式において、可動構造物の両側の移動位置の差分を求め、この差分に補償要素を作用させて補償値を求め、この補償値を各位置制御系にそれぞれフィードバックするようにしたことを特徴とする同期位置制御方式。

(2) 特許請求の範囲第1項において、前記両移動位置のお互いの差分を求め、この各差分に各位置制御系に対する補償要素を作用させてそれぞれの補償値を求め、この各補償値を各位置制御系にそれぞれフィードバックするようにしたことを特徴とする同期位置制御方式。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、同期位置制御方式に係り、例えば門型等の可動構造物を備えた工作機械等において、その両側の脚部を同期位置決めする制御方式に関する。

(背景技術とその問題点)

工作機械等において、大型の門型コラム等を駆動させる場合、例えば第5図に示す如く、可動構造物であるコラム11の中心に対して対称な両側の脚部12、13に例えばボールねじ軸14、15を設け、この各ボールねじ軸14、15にモータ16、17を連結し、この各モータ16、17を位置指令値に従って駆動させ、脚部12、13の移動位置 C_1 、 C_2 を同期位置制御することが行われている。

従来の同期位置制御方式を第6図に示す。同図中、21、22は各軸14、15側の位置制御系、23は補償回路である。Rは位置指令値、 G_1 、 G_2 は各位置制御系21、22における位置指令値Rに対する移動位置 C_1 、 C_2 への伝達関数である。Hは移動位置 C_1 、 C_2 のずれをなくすよう

に働く補償回路23の補償要素で、通常、P制御、PI制御、PID制御等が用いられる。すなわち、この方式は、2つの軸14, 15をマスター軸とスレーブ軸とに分け、マスター軸側の移動位置に一致するようにスレーブ軸側の移動位置を制御するものである。

このような構成にすると、マスター軸側に何らかの外乱（例えば、切削負荷や摩擦等）が加わり、それによってマスター軸側が位置ずれを起こした場合には、ここではモータのロータが回転して位置ずれを起こした場合には、スレーブ軸側はその位置ずれを補うように移動し、両軸における位置ずれをなくす。一方、スレーブ軸側に外乱が加わった場合には、マスター軸側は移動せず、スレーブ軸側は自らの外乱抑制能力により外乱による位置ずれをなくす。従って、このような制御方式では、対称構造の機械を作っても、各制御系の外乱に対する応答を対称にできないため、機械的な応答は非対称となり、最終的な加工物も非対称に仕上がることになる。

この様子を第7図(A), (B)に示す。すなわち、機械の中心軸に対して対称的な機械上の点A, Bにおいて、マスター軸側の点Aに外乱Fが階段状に加わると、スレーブ軸側はその位置ずれを補うように移動するので、そのときの機械の最大変位は第7図(A)のようになる。一方、スレーブ軸側の点Bに同じ大きさの階段状の外乱Fが加わると、マスター軸側は殆ど移動移動することはないから、そのときの機械の最大変位は第7図(B)のようになる。つまり、左右非対称となるから、それによって加工される加工物の切削面も左右非対称なものとなる。

〔発明の目的〕

ここに、本発明の目的は、このような従来の問題、つまり外乱による非対称性を生じない同期位置制御方式を提供することにある。

〔問題点を解決するための手段および作用〕

そのため、本発明では、従来のようにマスター軸、スレーブ軸という区別をなくし、両軸側の位置ずれを各位置制御系にそれぞれフィードバック

することにより、上記目的を達成しようとするものである。

すなわち、可動構造物の両側に、位置指令値に基づき各側を移動させる位置制御系をそれぞれ設け、この両位置制御系で可動構造物の両側を同期位置決めする方式において、可動構造物の両側の移動位置の差分を求め、この差分に補償要素を作用させて補償値を求め、この補償値を各位置制御系にそれぞれフィードバックすることにより、外乱による非対称性の問題を解消したものである。
(実施例)

第1図は本発明の第1の実施例を示している。同図において、Rは位置指令値、 G_1 , G_2 は各軸側の位置制御系1, 2における位置指令値Rに対する移動位置 C_1 , C_2 への伝達関数、 H_1 , H_2 は各位置制御系1, 2に対する補償回路31, 32の補償要素である。

まず、位置指令値Rを各位置制御系1, 2へ入力し、各位置制御系1, 2の出力、つまり各移動位置 C_1 , C_2 のお互いの差分($C_1 - C_2$)、

($C_2 - C_1$)を求める。そして、この各差分($C_1 - C_2$), ($C_2 - C_1$)に各位置制御系1, 2の補償要素 H_1 , H_2 を作用させて補償値を求め、これを各位置制御系1, 2の位置指令値Rにフィードバックさせる。

従って、本方式では、両位置制御系1, 2の移動位置 C_1 , C_2 のお互いの差分、つまり位置ずれを各位置制御系1, 2の位置指令値Rにフィードバックしているため、指令値に対する応答性も等しく、かつ外乱に対する非対称性の問題も解消できる。

そこで、この点を、第1図に外乱の要素を加えた第2図を基に説明する。同図において、 T_1 , T_2 を各位置制御系1, 2に対するトルク外乱、 D_1 , D_2 を各位置制御系1, 2のトルク外乱 T_1 , T_2 に対する移動位置 C_1 , C_2 への伝達関数($D_1 = C_1 / T_1$, $D_2 = C_2 / T_2$)とすると、位置指令値Rおよび外乱 T_1 , T_2 に対する位置制御系1, 2の応答 C_1 , C_2 は、次式で表される。

$$\begin{aligned}
C_1(R, T_1, T_2) &= \frac{1 + G_2 H_1 + G_2 H_2}{1 + G_1 H_1 + G_2 H_2} \cdot G_1 R \\
&+ \frac{1 + G_2 H_2}{1 + G_1 H_1 + G_2 H_2} \cdot D_1 T_1 \\
&+ \frac{G_1 H_1}{1 + G_1 H_1 + G_2 H_2} \cdot D_2 T_2 \quad (1)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
C_2(R, T_1, T_2) &= \frac{1 + G_1 H_2 + G_1 H_1}{1 + G_1 H_1 + G_2 H_2} \cdot G_2 R \\
&+ \frac{1 + G_1 H_1}{1 + G_1 H_1 + G_2 H_2} \cdot D_2 T_2 \\
&+ \frac{G_2 H_2}{1 + G_1 H_1 + G_2 H_2} \cdot D_1 T_1 \quad (2)
\end{aligned}$$

よって、位置制御系1の移動位置 C_1 に対する位置制御系2の移動位置 C_2 の誤差 E_1 は、次式で表される。

$$\begin{aligned}
C_{A2} &= \frac{1 + G_1 H}{1 + G_2 H} G_2 R + \frac{D_2 T_2}{1 + G_2 H} \\
&+ \frac{G_2 H}{1 + G_2 H} D_1 T_1 \quad \dots \dots \dots (5)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
E_{A1} &= (G_1 - \frac{1 + G_1 H}{1 + G_2 H} G_2) R \\
&- \frac{D_2 T_2}{1 + G_2 H} + \frac{D_1 T_1}{1 + G_2 H} \quad \dots \dots \dots (6)
\end{aligned}$$

となる。

通常、各位置制御系は同じ応答を示すように構成するから、 $G_1 = G_2$ 、 $D_1 = D_2$ とみなせる。また、各補償要素は同じになるようにシステムを構成すると、 $H_1 = H_2$ となり、(1)～(3)式および(4)～(6)式はそれぞれ次のように変換される。

$$\begin{aligned}
C_1 &= G_1 R + \frac{1 + G_1 H_1}{1 + 2 G_1 H_1} D_1 T_1 \\
&+ \frac{G_1 H_1}{1 + 2 G_1 H_1} D_1 T_2 \quad \dots \dots (1')
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
E_1 &= \left(\frac{1 + G_2 H_1 + G_2 H_2}{1 + G_1 H_1 + G_2 H_2} \cdot G_1 \right. \\
&- \left. \frac{1 + G_1 H_2 + G_1 H_1}{1 + G_1 H_1 + G_2 H_2} \cdot G_2 \right) R \\
&+ \frac{D_1 T_1}{1 + G_1 H_1 + G_2 H_2} \\
&- \frac{D_2 T_2}{1 + G_1 H_1 + G_2 H_2} \quad \dots \dots \dots (3)
\end{aligned}$$

この(3)式中、第1項は位置指令値により生じる位置誤差、第2項は位置制御系1に対する外乱 T_1 により生じる位置誤差、第3項は位置制御系2に対する外乱 T_2 により生じる位置誤差である。

比較のために、従来のマスタ・スレーブ方式における同様な式を求めると、この方式は第2図の実施例で $H_1 = 0$ 、 $H_2 = H$ と置いたものとなるから、

$$C_{A1} = G_1 R + D_1 T_1 \quad \dots \dots \dots (4)$$

$$\begin{aligned}
C_{A2} &= G_1 R + \frac{G_1 H_1}{1 + 2 G_1 H_1} D_1 T_1 \\
&+ \frac{1 + G_1 H_1}{1 + 2 G_1 H_1} D_1 T_2 \quad \dots \dots (2')
\end{aligned}$$

$$E_1 = \frac{D_1}{1 + 2 G_1 H_1} (T_1 - T_2) \quad \dots \dots (3')$$

$$C_{A1} = G_1 R + D_1 T_1 \quad \dots \dots \dots (4')$$

$$\begin{aligned}
C_{A2} &= G_1 R + \frac{G_1 H}{1 + G_1 H} D_1 T_1 \\
&+ \frac{D_1}{1 + G_1 H} T_2 \quad \dots \dots \dots (5')
\end{aligned}$$

$$E_{A1} = \frac{D_1}{1 + G_1 H} (T_1 - T_2) \quad \dots \dots (6')$$

(3')式と(6')式とを比較すると、(3')式は(6')式において $H = 2 H_1$ とおいたものである。これは、単に補償要素のゲインを2倍にしたものである。従って、 H_1 のゲインを H の $1/2$

に設定すれば、従来方式と本方式とにおいて、両制御系の位置誤差に対しては差がないことが判る。また、系の安定性は特性方程式を調べれば判る。従来方式の特性方程式は $1 + G_1 H = 0$ であり、本方式では $1 + 2 G_1 H = 0$ であり、上と同様な理由により差がない。

次に、両方式の外乱に対する対称性を調べてみる。いま、第3図のような場合を考えてみると、点Aに外乱 F_A が加わったとき、第1軸（例えば、位置制御系1側）には T_{1A} 、第2軸（位置制御系2側）には T_{2A} なる外乱が加わる。ここで、指令値を R とすると、第1軸および第2軸の変位はそれぞれ $C_1(R, T_{1A}, T_{2A})$ 、 $C_2(R, T_{1A}, T_{2A})$ となる。また、中心軸に対し点Aと対称な点Bに同じ大きさの外乱 F_B が加わったとき、第1軸には T_{1B} 、第2軸には T_{2B} なる外乱が加わるが、機械の構造が対称構造であるとする、 $T_{1B} = T_{2A}$ 、 $T_{2B} = T_{1A}$ となる。よって、第1軸および第2軸の変位はそれぞれ $C_1(R, T_{1B}, T_{2B}) = C_1(R, T_{2A}, T_{1A})$ 、 $C_2(R, T_{1B}, T_{2B}) = C_2(R, T_{2A}, T_{1A})$ とな

る。

従って、点Aに外乱 F_A が加わったときの C_1 の変位と、点Bに同じ外乱 F_B が加わったときの C_2 の変位との差 ER_1 は、

$$ER_1 = C_1(R, T_{1A}, T_{2A}) - C_2(R, T_{2A}, T_{1A}) = 0$$

となる。同様に、点Aに外乱 F_A が加わったときの C_2 の変位と、点Bに同じ外乱 F_B が加わったときの C_1 の変位との差 ER_2 は、

$$ER_2 = C_2(R, T_{1A}, T_{2A}) - C_1(R, T_{2A}, T_{1A}) = 0$$

となる。すなわち、本方式では、機械的に対称な位置に同じ大きさの外乱が加わった場合の各軸の制御系の応答は対称となる。

一方、従来方式の同様な外乱に対する応答を調べてみると、

$$\begin{aligned} ER_{A1} &= C_{A1}(R, T_{1A}, T_{2A}) - C_{A2}(R, T_{2A}, T_{1A}) \\ &= \frac{G_1 H D_1}{1 + G_1 H} (T_{1A} - T_{2A}) \\ ER_{A2} &= C_{A2}(R, T_{1A}, T_{2A}) - C_{A1}(R, T_{2A}, T_{1A}) \end{aligned}$$

$$= \frac{G_1 H D_1}{1 + G_1 H} (T_{1A} - T_{2A})$$

となる。よって、従来方式では、両軸に加わる外乱が等しい場合 ($T_{1A} = T_{2A}$) のみ、外乱に対する応答が等しくなる。

第4図は本発明の第2の実施例を示している。このものは、第1図における補償要素 H_1 、 H_2 を同一として H とおき、両移動位置 C_1 、 C_2 の差分 ($C_1 - C_2$) に補償要素 H を作用させて補償値を求め、これを位置制御系1の位置指令値 R から減算する一方、位置制御系2の位置指令値 R に加算するようにしたものである。

なお、第1図、第2図および第4図における補償要素 H_1 、 H_2 としては、通常の P 制御、 PI 制御、 PID 制御等を用いることができる。

(発明の効果)

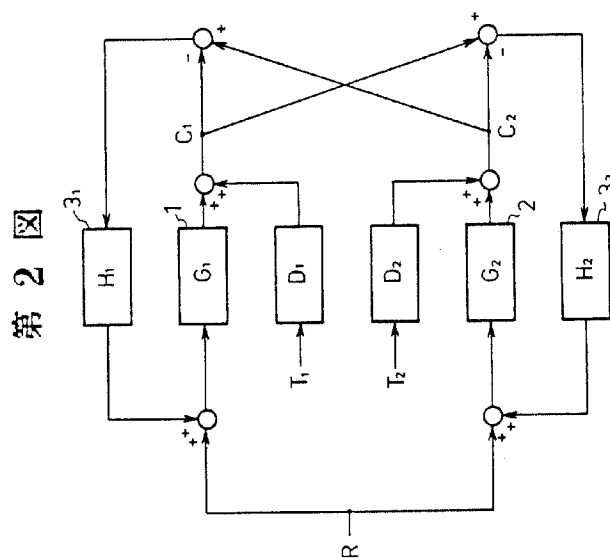
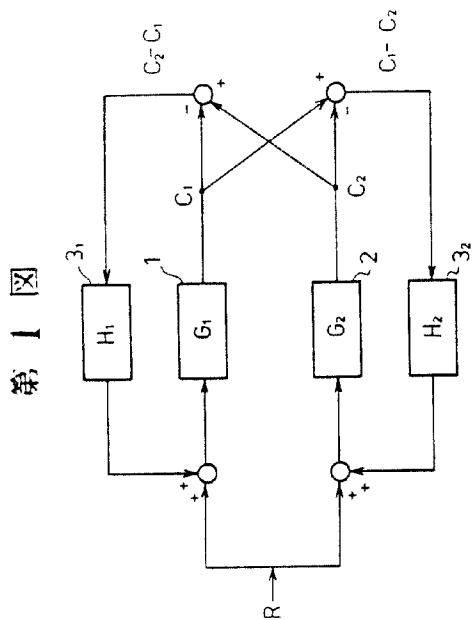
以上の通り、本発明によれば、中心軸に対し対称な加工物を切削した場合でも、非対称となることがなく、対称な加工物にできる。

4. 図面の簡単な説明

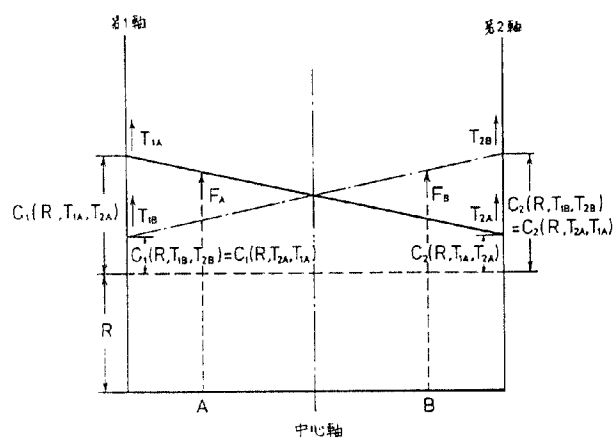
第1図は本発明の第1の実施例を示すブロック図、第2図は第1図に外乱の要素を付加したブロック図、第3図は第2図において中心軸に対して対称な点A、Bに外乱が加わったときの最大変位を示す図、第4図は本発明の第2の実施例を示すブロック図、第5図は門型可動構造物の位置制御システムを示す斜視図、第6図は従来の同期位置制御方式を示すブロック図、第7図はその方式において中心軸に対して対称な点A、Bに外力が加わったときの変位を示す図である。

1、2…位置制御系、 R …位置指令値、 C_1 、 C_2 …各位置制御系の移動位置、 D_1 、 D_2 …トルク外乱、 G_1 、 G_2 …各位置制御系における位置指令値に対する移動位置への伝達関数、 H_1 、 H_2 、 H …各位置制御系に対する補償要素。

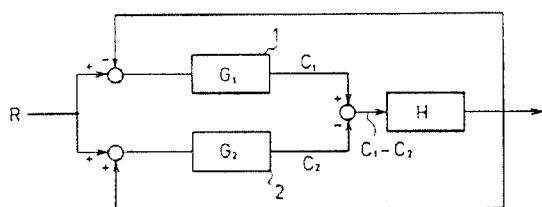
代理人 弁理士 木下 実三



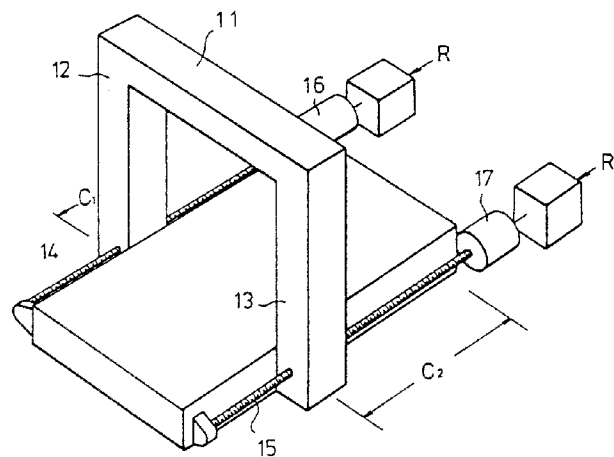
第 3 図



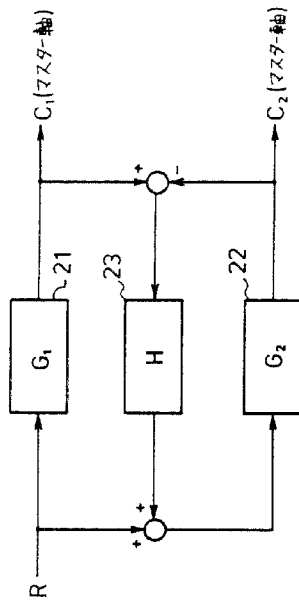
第 4 図



第 5 図



第 6 図



第 7 図

